

Partial English Translation of
LAID OPEN unexamined
JAPANESE PATENT APPLICATION

Publication No. 2000-329416

Claims 13 and 16 and [0001] and [0114]

[Claim 13] A vapor compression refrigeration cycle which transfers heat by vaporizing a refrigerant, comprising:

a compressor (100) for compressing a refrigerant;

a radiator (110) for cooling a refrigerant discharged from the compressor (100), in which a pressure inside the radiator is not lower than a critical pressure of the refrigerant;

an expander (130) for decompressing and expanding a refrigerant flown out of the radiator (110) and recovering expansion energy of the refrigerant; and

a vaporizer (150) for vaporizing the refrigerant decompressed by the expander (130), wherein

a pressure on a high pressure side of the cycle is controlled by supplying the energy recovered by the expander (130) into the compressor (100) and controlling driving force for driving the compressor (100).

[Claim 16] The refrigeration cycle as set forth in Claim 13, wherein

the compressor (100) is a variable capacity compressor having a variable discharge capacity and driving force for driving the compressor (100) is controlled by changing the discharge capacity of the compressor (100).

[0001]

[Technical Field of the Invention] The present invention relates to a vapor compression refrigeration cycle in which a refrigerant is compressed and expanded, and is effectively applicable to a refrigeration cycle using a refrigerant to be used in a supercritical zone, such as ethylene, ethane, nitric oxide, carbon dioxide.

[0114] (Other embodiments) In the aforementioned embodiments, the present invention is applied to the refrigeration cycle using carbon dioxide as a refrigerant. The present invention is also applicable to a refrigeration cycle using flon (HFC134a) as a refrigerant.

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-329416

(43)Date of publication of application : 30.11.2000

(51)Int.Cl. F25B 1/00

(21)Application number : 11-354817

(71)Applicant : DENSO CORP
NIPPON SOKEN INC

(22)Date of filing : 14.12.1999

(72)Inventor : YAMANAKA YASUSHI
KURODA YASUTAKA
NISHIDA SHIN
YAMAGUCHI MOTOHIRO
OZAKI YUKIKATSU
HOTTA TADASHI
ONIMARU SADAHISA
INAGAKI MITSUO

(30)Priority

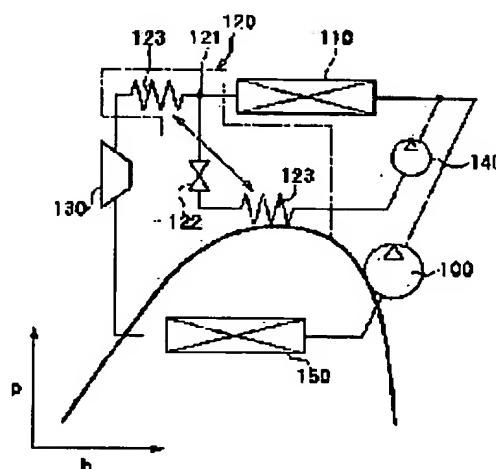
Priority number : 11068871 Priority date : 15.03.1999 Priority country : JP

(54) REFRIGERATION CYCLE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To prevent a large drop of refrigeration capacity at the rise of pressure inside an evaporator.

SOLUTION: This refrigeration cycle decompresses a mainstream coolant converting the expansion energy of the mainstream coolant expanding in an expansion unit 130 into a mechanical energy (as the result of expansion work), and a second compressor 140 is operated by the converted mechanical energy. With this, the mainstream refrigerant flowed out from a heat exchanger 123 drops the enthalpy of it while changing isentropically and therefore, the large drop of refrigeration capacity at the rise of the pressure inside an evaporator 150 can be prevented.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

06.02.2006

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or

application converted registration]
[Date of final disposal for application]
[Patent number]
[Date of registration]
[Number of appeal against examiner's decision
of rejection]
[Date of requesting appeal against examiner's
decision of rejection]
[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2000-329416

(P2000-329416A)

(43) 公開日 平成12年11月30日 (2000. 11. 30)

(51) Int.Cl.⁷

F 2 5 B 1/00

識別記号

3 9 5

3 3 1

F I

F 2 5 B 1/00

テマコード (参考)

3 9 5 Z

3 3 1 F

審査請求 未請求 請求項の数18 O L (全 19 頁)

(21) 出願番号 特願平11-354817

(22) 出願日 平成11年12月14日 (1999. 12. 14)

(31) 優先権主張番号 特願平11-68871

(32) 優先日 平成11年3月15日 (1999. 3. 15)

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000004260

株式会社デンソー

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(71) 出願人 000004695

株式会社日本自動車部品総合研究所

愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地

(72) 発明者 山中 康司

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内

(74) 代理人 100100022

弁理士 伊藤 洋二 (外2名)

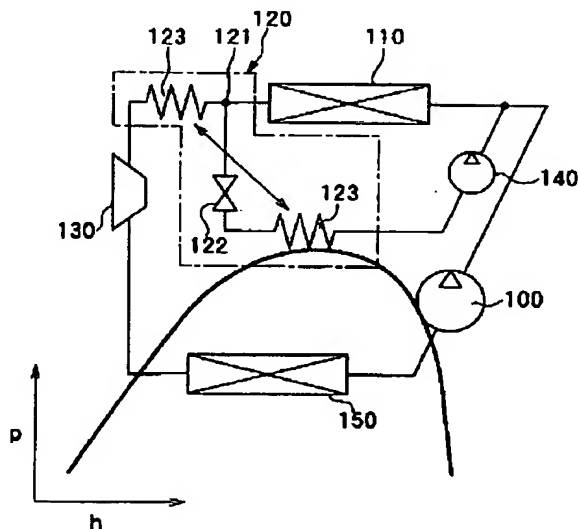
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 冷凍サイクル

(57) 【要約】

【課題】 蒸発器内の圧力が上昇したときであっても、冷凍能力が大きく低下してしまうことを防止する。

【解決手段】 膨張機130にて膨張する主流冷媒の膨張エネルギーを機械エネルギーに変換し（膨張仕事をさせ）ながら主流冷媒を減圧するとともに、その変換された機械エネルギーにより第2圧縮機140を稼働させる。これにより、熱交換器123を流出した主流冷媒は、等エントロピー変化をしながらそのエンタルピーを低下させていくので、蒸発器150内の圧力が上昇したときであっても、冷凍能力が大きく低下してしまうことを防止できる。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 圧縮された冷媒を冷却する放熱器（110）と、
前記放熱器（110）から流出した冷媒を分岐させ、その分岐された一方側の冷媒を減圧するとともに、減圧された一方側の冷媒にて分岐された他方側の冷媒を冷却する内部熱交換手段（120）と、
前記一方側の冷媒にて冷却された前記他方側の冷媒を減圧膨張させる膨張機（130）と、
前記膨張機（130）にて膨張する冷媒の膨張エネルギーを機械エネルギーに変換し、その機械エネルギーにより前記放熱器（110）に流入する冷媒を圧縮する膨張エネルギー回収手段（140）と、
前記膨張機（130）から流出する冷媒を蒸発させる蒸発器（150）とを有することを特徴とする冷凍サイクル。

【請求項 2】 圧縮された冷媒を冷却する放熱器（110）と、
前記放熱器（110）から流出した冷媒を分岐させ、その分岐された一方側の冷媒を減圧するとともに、減圧された一方側の冷媒にて分岐された他方側の冷媒を冷却する内部熱交換手段（120）と、
前記一方側の冷媒にて冷却された前記他方側の冷媒を減圧膨張させる膨張機（130）と、
前記膨張機（130）にて膨張する冷媒の膨張エネルギーを機械エネルギーに変換し、その機械エネルギーにより前記一方側の冷媒を圧縮して前記放熱器（110）に向けて流通させる膨張エネルギー回収手段（140）と、
前記膨張機（130）から流出する冷媒を蒸発させる蒸発器（150）とを有することを特徴とする冷凍サイクル。

【請求項 3】 圧縮された冷媒を冷却するとともに、内部の圧力が冷媒の臨界圧力以上となる放熱器（110）と、
前記放熱器（110）から流出した冷媒を分岐させ、その分岐された一方側の冷媒を減圧するとともに、減圧された一方側の冷媒にて分岐された他方側の冷媒を冷却する内部熱交換手段（120）と、
前記一方側の冷媒にて冷却された前記他方側の冷媒を減圧膨張させる膨張機（130）と、
前記膨張機（130）にて膨張する冷媒の膨張エネルギーを機械エネルギーに変換し、その機械エネルギーにより前記一方側の冷媒を圧縮して前記放熱器（110）に向けて流通させる膨張エネルギー回収手段（140）と、
前記膨張機（130）から流出する冷媒を蒸発させる蒸発器（150）とを有することを特徴とする冷凍サイクル。

【請求項 4】 前記膨張機（130）、前記内部熱交換手段（120）及び前記膨張エネルギー回収手段（140）のうち少なくとも 1 つが一体化されていることを特

徴とする請求項 1 ないし 4 のいずれか 1 つに記載の冷凍サイクル。

【請求項 5】 冷媒を蒸発させることにより熱を移動させる蒸気圧縮式の冷凍サイクルであって、
冷媒を圧縮する圧縮機（100）と、
前記圧縮機（100）から吐出する冷媒を冷却するとともに、内部の圧力が冷媒の臨界圧力以上となる放熱器（110）と、
前記放熱器（110）から流出する冷媒を減圧膨張させるとともに、冷媒の膨張エネルギーを回収する膨張機（130）と、
前記膨張機（130）にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器（150）とを有し、
前記膨張機（130）にて回収するエネルギー量を制御することにより、サイクルの高圧側圧力を制御することを特徴とする冷凍サイクル。

【請求項 6】 冷媒を蒸発させることにより熱を移動させる蒸気圧縮式の冷凍サイクルであって、
冷媒を圧縮する圧縮機（100）と、
前記圧縮機（100）から吐出する冷媒を冷却するとともに、内部の圧力が冷媒の臨界圧力以上となる放熱器（110）と、
前記放熱器（110）から流出する冷媒を減圧膨張させるとともに、冷媒の膨張エネルギーを回収する膨張機（130）と、
前記膨張機（130）にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器（150）とを有し、
前記膨張機（130）を流通する冷媒流量を制御することにより、サイクルの高圧側圧力を制御することを特徴とする冷凍サイクル。

【請求項 7】 冷媒を蒸発させることにより熱を移動させる蒸気圧縮式の冷凍サイクルであって、
冷媒を圧縮する圧縮機（100）と、
前記圧縮機（100）から吐出する冷媒を冷却するとともに、内部の圧力が冷媒の臨界圧力以上となる放熱器（110）と、
前記放熱器（110）から流出する冷媒を減圧膨張させるとともに、冷媒の膨張エネルギーを回収する膨張機（130）と、
前記膨張機（130）にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器（150）とを有し、
前記膨張機（130）は、冷媒吸入量を変化させることができる可変容量型の膨張機であり、
さらに、前記膨張機（130）の冷媒吸入量を制御することにより、サイクルの高圧側圧力を制御することを特徴とする冷凍サイクル。

【請求項 8】 冷媒を蒸発させることにより熱を移動させる蒸気圧縮式の冷凍サイクルであって、
冷媒を圧縮する圧縮機（100）と、
前記圧縮機（100）から吐出する冷媒を冷却すると

もに、内部の圧力が冷媒の臨界圧力以上となる放熱器（110）と、
 前記放熱器（110）から流出する冷媒を減圧膨張させるとともに、冷媒の膨張エネルギーを回収する膨張機（130）と、
 前記膨張機（130）にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器（150）とを有し、
 前記膨張機（130）を駆動するために必要な駆動力を制御することにより、サイクルの高圧側圧力を制御することを特徴とする冷凍サイクル。
 【請求項9】 冷媒を蒸発させることにより熱を移動させる蒸気圧縮式の冷凍サイクルであって、
 冷媒を圧縮する圧縮機（100）と、
 前記圧縮機（100）から吐出する冷媒を冷却するとともに、内部の圧力が冷媒の臨界圧力以上となる放熱器（110）と、
 前記放熱器（110）から流出する冷媒を減圧膨張させるとともに、冷媒の膨張エネルギーを回収する膨張機（130）と、
 前記膨張機（130）にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器（150）と、前記放熱器（110）から前記蒸発器（150）に冷媒を導く冷媒通路に設けられ、前記冷媒通路の通路面積を制御する絞り機構（180）とを有し、
 前記絞り機構（180）にて前記通路面積を制御することにより、サイクルの高圧側圧力を制御することを特徴とする冷凍サイクル。
 【請求項10】 前記絞り機構（180）は、前記冷媒通路のうち前記膨張機（130）より冷媒流れ上流側に設けられていることを特徴とする請求項9に記載の冷凍サイクル。
 【請求項11】 前記絞り機構（180）は、前記冷媒通路のうち前記膨張機（130）より冷媒流れ下流側に設けられていることを特徴とする請求項9に記載の冷凍サイクル。
 【請求項12】 前記絞り機構（180）は、前記冷媒通路のうち前記放熱器（110）から流出した冷媒を前記膨張機（130）を迂回させて前記蒸発器（150）に導くように設けられたバイパス通路（170）に設けられていることを特徴とする請求項9に記載の冷凍サイクル。
 【請求項13】 冷媒を蒸発させることにより熱を移動させる蒸気圧縮式の冷凍サイクルであって、
 冷媒を圧縮する圧縮機（100）と、
 前記圧縮機（100）から吐出する冷媒を冷却するとともに、内部の圧力が冷媒の臨界圧力以上となる放熱器（110）と、
 前記放熱器（110）から流出する冷媒を減圧膨張させるとともに、冷媒の膨張エネルギーを回収する膨張機（130）と、

前記膨張機（130）にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器（150）と、
 前記膨張機（130）にて回収されたエネルギーを前記圧縮機（100）に供給するとともに、前記圧縮機（100）を駆動するための駆動力を制御することにより、サイクルの高圧側圧力を制御することを特徴とする冷凍サイクル。
 【請求項14】 前記膨張機（130）から前記圧縮機（100）に至る駆動力の伝達経路に変速機構（600）を設け、
 前記変速機構（600）にて変速比を制御することにより、前記圧縮機（100）を駆動するための駆動力を制御することを特徴とする請求項13に記載の冷凍サイクル。
 【請求項15】 前記膨張機（130）から前記圧縮機（100）に至る駆動力の伝達経路に電磁力により駆動力を伝達する電磁継ぎ手機構（500）を設け、
 前記電磁継ぎ手機構（500）にて伝達駆動力を制御することにより、前記圧縮機（100）を駆動するための駆動力を制御することを特徴とする請求項13に記載の冷凍サイクル。
 【請求項16】 前記圧縮機（100）は、その吐出容量を変化させることができる可変容量型の圧縮機であり、
 前記圧縮機（100）の吐出容量を変化させることにより、前記圧縮機（100）を駆動するための駆動力を制御することを特徴とする請求項13に記載の冷凍サイクル。
 【請求項17】 冷媒を蒸発させることにより熱を移動させる蒸気圧縮式の冷凍サイクルであって、
 冷媒を圧縮する圧縮機（100）と、
 前記圧縮機（100）から吐出する冷媒を冷却するとともに、内部の圧力が冷媒の臨界圧力以上となる放熱器（110）と、
 前記放熱器（110）から流出する冷媒を減圧膨張させるとともに、冷媒の膨張エネルギーを回収する膨張機（130）と、
 前記膨張機（130）にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器（150）と、
 前記膨張機（130）にて回収されたエネルギーが供給され、電力を発生させる発電機（300）とを有し、
 前記発電機（300）の発電量を制御することにより、サイクルの高圧側圧力を制御することを特徴とする冷凍サイクル。
 【請求項18】 前記放熱器（110）の出口側の冷媒温度に基づいて決定される目標圧力となるようにサイクルの高圧側圧力を制御することを特徴とする請求項5ないし17のいずれか1つに記載の冷凍サイクル。
 【発明の詳細な説明】
 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、冷媒を圧縮膨張させる蒸気圧縮式の冷凍サイクルに関するもので、エチレン、エタン、酸化窒素及び二酸化炭素等の超臨界域で使用する冷媒を用いた冷凍サイクルにも適用して有効である。

【0002】

【従来の技術】蒸気圧縮式の冷凍サイクルは、周知のごとく、圧縮した冷媒を冷却するとともにその圧縮した冷媒を減圧した後、その低圧の冷媒を蒸発器にて蒸発させることにより冷凍能力を得るものである。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】ところで、冷凍サイクルの冷凍能力は、蒸発器入口側と出口側における冷媒のエンタルピ差によって決定されるものであるから、蒸発器内温度が上昇し蒸発器内の圧力（蒸発器入口側での冷媒圧力）が上昇すると、図5に示すように、蒸発器入口側と出口側における冷媒の比エンタルピ差が小さくなるので、冷凍能力が低下する。

【0004】本発明は、上記点に鑑み、蒸発器内の圧力が上昇したときであっても、冷凍能力が大きく低下してしまうことを防止することを目的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】本発明は、上記目的を達成するために、請求項1、4に記載の発明では、放熱器（110）から流出した冷媒を分岐させ、その分岐された一方側の冷媒を減圧するとともに、減圧された一方側の冷媒にて分岐された他方側の冷媒を冷却する内部熱交換手段（120）と、一方側の冷媒にて冷却された他方側の冷媒を減圧膨張させる膨張機（130）と、膨張機（130）にて膨張する冷媒の膨張エネルギーを機械エネルギーに変換し、その機械エネルギーにより放熱器（110）に流入する冷媒を圧縮する膨張エネルギー回収手段（140）と、膨張機（130）から流出する冷媒を蒸発させる蒸発器（150）とを有することを特徴とする。

【0006】これにより、膨張エネルギーを機械エネルギーに変換した分だけ蒸発器（150）の冷媒入口側と出口側における冷媒のエンタルピ差を増大させることができるので、蒸発器（150）内の圧力が上昇したときであっても、冷凍能力が大きく低下してしまうことを防止できる。

【0007】また、変換された機械エネルギーにより放熱器（110）に流入するので、冷凍サイクル全体で見たときの圧縮仕事量を減少させることで、圧縮仕事量に対する冷凍能力（COP）を向上させることができる。

【0008】請求項2～4に記載の発明では、放熱器（110）から流出した冷媒を分岐させ、その分岐された一方側の冷媒を減圧するとともに、減圧された一方側の冷媒にて分岐された他方側の冷媒を冷却する内部熱交換手段（120）と、一方側の冷媒にて冷却された他方

側の冷媒を減圧膨張させる膨張機（130）と、膨張機（130）にて膨張する冷媒の膨張エネルギーを機械エネルギーに変換し、その機械エネルギーにより一方側の冷媒を圧縮して放熱器（110）に向けて流通させる膨張エネルギー回収手段（140）と、膨張機（110）から流出する冷媒を蒸発させる蒸発器（150）とを有することを特徴とする。

【0009】これにより、請求項1に記載の発明と同様に、蒸発器（150）内の圧力が上昇したときであっても、冷凍能力が大きく低下してしまうことを防止しつつ、冷凍サイクルのCOPを向上させることができる。

【0010】請求項5に記載の発明では、冷媒を圧縮する圧縮機（100）と、圧縮機（100）から吐出する冷媒を冷却するとともに、内部の圧力が冷媒の臨界圧力以上となる放熱器（110）と、放熱器（110）から流出する冷媒を減圧膨張させるとともに、冷媒の膨張エネルギーを回収する膨張機（130）と、膨張機（130）にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器（150）とを有し、膨張機（130）にて回収するエネルギー量を制御することにより、サイクルの高圧側圧力を制御することを特徴とする。

【0011】これにより、圧縮機100に供給した動力のうち冷媒を減圧する際に発生する膨張エネルギーを回収しながら、冷凍サイクルを運転することができるので、冷凍サイクルにて実質的に消費した動力を削減することが可能となる。したがって、実質的な冷凍サイクルの成績係数を向上させることが可能であるので、蒸発器（150）内の温度が上昇したときに冷凍能力が低下することを防止するために圧縮機（100）の仕事量を増大させても、実質的な消費動力が上昇することを防止できる。延いては、蒸発器（150）内の圧力が上昇したときであっても、冷凍能力が大きく低下してしまうことを防止することができる。

【0012】請求項6に記載の発明では、冷媒を圧縮する圧縮機（100）と、圧縮機（100）から吐出する冷媒を冷却するとともに、内部の圧力が冷媒の臨界圧力以上となる放熱器（110）と、放熱器（110）から流出する冷媒を減圧膨張させるとともに、冷媒の膨張エネルギーを回収する膨張機（130）と、膨張機（130）にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器（150）とを有し、膨張機（130）を流通する冷媒流量を制御することにより、サイクルの高圧側圧力を制御することを特徴とする。

【0013】これにより、請求項5に記載の発明と同様に、実質的な冷凍サイクルの成績係数を向上させることが可能であるので、蒸発器（150）内の温度が上昇したときに冷凍能力が低下することを防止するために圧縮機（100）の仕事量を増大させても、実質的な消費動力が上昇することを防止できる。延いては、蒸発器（150）内の圧力が上昇したときであっても、冷凍能力が

大きく低下してしまうことを防止することができる。

【0014】請求項7に記載の発明では、冷媒を圧縮する圧縮機(100)と、圧縮機(100)から吐出する冷媒を冷却するとともに、内部の圧力が冷媒の臨界圧力以上となる放熱器(110)と、放熱器(110)から流出する冷媒を減圧膨張させるとともに、冷媒の膨張エネルギーを回収する膨張機(130)と、膨張機(130)にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器(150)とを有し、膨張機(130)は、冷媒吸入量を変化させることができる可変容量型の膨張機であり、さらに、膨張機(130)の冷媒吸入量を制御することにより、サイクルの高圧側圧力を制御することを特徴とする。

【0015】これにより、請求項5に記載の発明と同様に、実質的な冷凍サイクルの成績係数を向上させることが可能であるので、蒸発器(150)内の温度が上昇したときに冷凍能力が低下することを防止するために圧縮機(100)の仕事量を増大させても、実質的な消費動力が上昇することを防止できる。延いては、蒸発器(150)内の圧力が上昇したときであっても、冷凍能力が大きく低下してしまうことを防止することができる。

【0016】請求項8に記載の発明では、冷媒を圧縮する圧縮機(100)と、圧縮機(100)から吐出する冷媒を冷却するとともに、内部の圧力が冷媒の臨界圧力以上となる放熱器(110)と、放熱器(110)から流出する冷媒を減圧膨張させるとともに、冷媒の膨張エネルギーを回収する膨張機(130)と、膨張機(130)にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器(150)とを有し、膨張機(130)を駆動するために必要な駆動力を制御することにより、サイクルの高圧側圧力を制御することを特徴とする。

【0017】これにより、請求項5に記載の発明と同様に、実質的な冷凍サイクルの成績係数を向上させることが可能であるので、蒸発器(150)内の温度が上昇したときに冷凍能力が低下することを防止するために圧縮機(100)の仕事量を増大させても、実質的な消費動力が上昇することを防止できる。延いては、蒸発器(150)内の圧力が上昇したときであっても、冷凍能力が大きく低下してしまうことを防止することができる。

【0018】請求項9に記載の発明では、冷媒を圧縮する圧縮機(100)と、圧縮機(100)から吐出する冷媒を冷却するとともに、内部の圧力が冷媒の臨界圧力以上となる放熱器(110)と、放熱器(110)から流出する冷媒を減圧膨張させるとともに、冷媒の膨張エネルギーを回収する膨張機(130)と、膨張機(130)にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器(150)と、放熱器(110)から蒸発器(150)に冷媒を導く冷媒通路に設けられ、冷媒通路の通路面積を制御する絞り機構(180)とを有し、絞り機構(180)にて通路面積を制御することにより、サイクルの高圧側圧力を制御することを特徴とする。

【0019】これにより、請求項5に記載の発明と同様に、実質的な冷凍サイクルの成績係数を向上させることが可能であるので、蒸発器(150)内の温度が上昇したときに冷凍能力が低下することを防止するために圧縮機(100)の仕事量を増大させても、実質的な消費動力が上昇することを防止できる。延いては、蒸発器(150)内の圧力が上昇したときであっても、冷凍能力が大きく低下してしまうことを防止することができる。

【0020】なお、請求項10に記載の発明のごとく絞り機構(180)を冷媒通路のうち膨張機(130)より冷媒流れ上流側に設けてもよい。

【0021】また、請求項11に記載の発明のごとく、絞り機構(180)を冷媒通路のうち膨張機(130)より冷媒流れ下流側に設けてもよい。

【0022】また、請求項12に記載の発明のごとく、絞り機構(180)を膨張機(130)を迂回するバイパス通路(170)に設けてもよい。

【0023】請求項13に記載の発明では、冷媒を圧縮する圧縮機(100)と、圧縮機(100)から吐出する冷媒を冷却するとともに、内部の圧力が冷媒の臨界圧力以上となる放熱器(110)と、放熱器(110)から流出する冷媒を減圧膨張させるとともに、冷媒の膨張エネルギーを回収する膨張機(130)と、膨張機(130)にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器(150)と、膨張機(130)にて回収されたエネルギーを圧縮機(100)に供給するとともに、圧縮機(100)を駆動するための駆動力を制御することにより、サイクルの高圧側圧力を制御することを特徴とする。

【0024】これにより、請求項5に記載の発明と同様に、実質的な冷凍サイクルの成績係数を向上させることが可能であるので、蒸発器(150)内の温度が上昇したときに冷凍能力が低下することを防止するために圧縮機(100)の仕事量を増大させても、実質的な消費動力が上昇することを防止できる。延いては、蒸発器(150)内の圧力が上昇したときであっても、冷凍能力が大きく低下してしまうことを防止することができる。

【0025】なお、請求項14に記載の発明のごとく、膨張機(130)から圧縮機(100)に至る駆動力の伝達経路に変速機構(600)を設け、変速機構(600)にて変速比を制御することにより、圧縮機(100)を駆動するための駆動力を制御してもよい。

【0026】また、請求項15に記載の発明のごとく、膨張機(130)から圧縮機(100)に至る駆動力の伝達経路に電磁力により駆動力を伝達する電磁継ぎ手機構(500)を設け、電磁継ぎ手機構(500)にて伝達駆動力を制御することにより、圧縮機(100)を駆動するための駆動力を制御してもよい。

【0027】また、請求項16に記載の発明のごとく、圧縮機(100)を可変容量型とし、圧縮機(100)の吐出容量を変化させることにより圧縮機(100)を

駆動するための駆動力を制御してもよい。

【0028】請求項 17 に記載の発明では、冷媒を圧縮する圧縮機 (100) と、圧縮機 (100) から吐出する冷媒を冷却するとともに、内部の圧力が冷媒の臨界圧力以上となる放熱器 (110) と、放熱器 (110) から流出する冷媒を減圧膨張させるとともに、冷媒の膨張エネルギーを回収する膨張機 (130) と、膨張機 (130) にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器 (150) と、膨張機 (130) にて回収されたエネルギーが供給され、電力を発生させる発電機 (300) とを有し、発電機 (300) の発電量を制御することにより、サイクルの高圧側圧力を制御することを特徴とする。

【0029】これにより、請求項 5 に記載の発明と同様に、実質的な冷凍サイクルの成績係数を向上させることが可能であるので、蒸発器 (150) 内の温度が上昇したときに冷凍能力が低下することを防止するために圧縮機 (100) の仕事量を増大させても、実質的な消費動力が上昇することを防止できる。延いては、蒸発器 (150) 内の圧力が上昇したときであっても、冷凍能力が大きく低下してしまうことを防止することができる。

【0030】また、請求項 18 に記載の発明のごとく、放熱器 (110) の出口側の冷媒温度に基づいて決定される目標圧力となるようにサイクルの高圧側圧力を制御することが望ましい。

【0031】因みに、上記各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態に記載の具体的手段との対応関係を示す一例である。

【0032】

【発明の実施の形態】 (第 1 実施形態) 本実施形態は、二酸化炭素を冷媒とする車両用の冷凍サイクル (超臨界冷凍サイクル) に本発明を適用したものであって、図 1 は実施形態に係る冷凍サイクルの模式図を $p-h$ 線図上に示したものである。

【0033】100 は走行用エンジン等の駆動手段 (図示せず) により駆動されて冷媒 (二酸化炭素) を吸入圧縮する第 1 圧縮機であり、110 は第 1 圧縮機 100 から吐出する冷媒を冷却する放熱器 (ガスクーラ) である。

【0034】120 (一転鎖線で囲まれたもの) は、放熱器 110 から流出した冷媒を分岐させ、その分岐された一方側の冷媒 (以下、この冷媒を副流冷媒と呼ぶ。) を減圧するとともに、減圧された副流冷媒にて分岐された他方側の冷媒 (以下、この冷媒を主流冷媒と呼ぶ。) を冷却する内部熱交換装置 (内部熱交換手段) である。

【0035】そして、この内部熱交換装置 120 は、放熱器 110 から流出する冷媒を主流冷媒と副流冷媒とに分流させる分岐部 121、副流冷媒を減圧する固定絞り (減圧手段) 122、及び副流冷媒と主流冷媒との間で熱交換を行う熱交換器 123 から構成されている。

【0036】130 は副流冷媒にて冷却された主流冷媒

を減圧膨張させる膨張機であり、140 は膨張機 130 にて膨張する主流冷媒の膨張エネルギーを機械エネルギーに変換し、その機械エネルギーにより副流冷媒を圧縮して放熱器 110 に向けて吐出する第 2 圧縮機 (膨張エネルギー回収手段) である。

【0037】150 は膨張機 130 から流出する冷媒を蒸発させて冷凍能力を発揮する蒸発器である。なお、本実施形態では、冷媒として二酸化炭素を使用しているので、蒸発器 150 で必要とする冷凍能力を増大させるには、例えば特願平 8-33962 号出願に記載のごとく、放熱器 110 内圧力 (第 1 圧縮機 100 の吐出圧) を冷媒の臨界圧力以上まで上昇させて冷媒を冷却する必要がある。

【0038】次に、本実施形態の特徴を述べる。

【0039】本実施形態では、膨張機 130 にて膨張する主流冷媒の膨張エネルギーを機械エネルギーに変換し (膨張仕事をさせ) ながら主流冷媒を減圧するので、熱交換器 123 を流出した主流冷媒は、図 2 に示すように、等エントロピ線 ($c-d$) に沿って相変化をしながらそのエンタルピを低下させていく。

【0040】したがって、従来の技術に係る冷凍サイクルのごとく、冷媒の減圧時に膨張仕事をさせることなく単純に断熱膨張させる場合 (等エンタルピ変化させる場合) に比べて、膨張仕事 (膨張損失) Δi_{exp} 分だけ蒸発器 150 の冷媒入口側と出口側における冷媒の比エンタルピ差を増大させることができる。

【0041】また、膨張仕事 Δi_{exp} により第 2 圧縮機 140 を稼働させるので、第 1 圧縮機 100 の圧縮仕事量の一部を回収することができる。したがって、冷凍サイクル全体で見たとときの圧縮仕事量を減少させることができるので、圧縮仕事量に対する冷凍能力 (COP) を向上させることができる。

【0042】以上に述べたように、本実施形態に係る冷凍サイクルによれば、蒸発器 150 内の圧力が上昇したときであっても、冷凍能力が大きく低下してしまうことを防止しつつ、冷凍サイクルの COP (成績係数) を向上させることができる。

【0043】また、減圧膨張して温度が低下した副流冷媒により主流冷媒を冷却するので、主流冷媒の蒸発器 150 入口におけるエンタルピを低下させることができる。したがって、蒸発器 150 の入口側と出口側とにおける冷媒の比エンタルピ差を大きくすることができるので、冷凍能力を増大させることができる。

【0044】(第 2 実施形態) 本実施形態は、熱交換装置 120、膨張機 130 及び第 2 圧縮機 140 を一体化することにより、冷凍サイクルの部品点数を低減するものである。なお、この一体化されたものをエネルギー回収器 200 と呼び、以下、図 3 に基づいてエネルギー回収器 200 について説明する。

【0045】略円筒状のハウジング 210 内には、冷媒

の膨張エネルギー（熱エネルギー）を機械エネルギー（回転エネルギー）に変換するスクロール型のエネルギー変換器（タービン）220、膨張機130及びエネルギー変換器220にて得られた回転エネルギーにより稼働するスクロール型の圧縮機構230及び第2圧縮機140が収納された円柱状の機械室240が形成されている。

【0046】そして、エネルギー変換器220に流入する主流冷媒は、機械室240周りに円筒状に形成された主流通路250を流通してエネルギー変換器220内に流入し、一方、圧縮機構230に吸入される副流冷媒は、主流通路250の外側に形成された円筒状の副流通路260を流通して圧縮機構230に吸入される。

【0047】このとき、主流通路250内の冷媒流れと副流通路260の冷媒流れは、対向流れとなるように構成されており、両冷媒が各通路250、260を流通していく間に両冷媒が熱交換され、上記の熱交換装置120が構成されている。

【0048】また、主流冷媒がエネルギー変換器220内に流入すると、主流冷媒は、その膨張エネルギー（熱エネルギー）によりスクロール型タービン（図示せず）を回転させながら圧力が低下していくため、エネルギー変換器220内で主流冷媒は、等エントロピー変化していく。

【0049】（第3実施形態）第1、2実施形態では、放熱器110から流出した冷媒を主流冷媒と副流冷媒とに分岐させてたが、本実施形態は、図6に示すように、放熱器110から流出した冷媒を分岐させることなく、膨張機130に流入させて冷媒の膨張エネルギーを機械エネルギー（回転エネルギー）に変換回収し、その回収した機械エネルギー（回転エネルギー）を発電機300に供給して電力を発生させる（発電する）ようにしたものである。なお、本実施形態に係る膨張機130は、図7に示すように、スクロール型の膨張機であり、膨張機130のシャフト（回転軸）131は、発電機300のロータシャフト301に直接結合されている。

【0050】因みに、第1圧縮機100（本実施形態以降では、単に圧縮機100と呼ぶ。）は、第1実施形態と同様に、エンジンから駆動力を得て駆動する。

【0051】160は蒸発器150から流出する冷媒を気相冷媒と液相冷媒とに分離して気相冷媒を圧縮機100に向けて流出させるとともに、冷凍サイクル中の余剰冷媒を蓄えるアクムレータ（気液分離手段）である。

【0052】400は発電機300の印加電圧（励磁電流）を制御することにより、膨張機130を制御する電子制御装置（ECU）である。そして、このECU400には、放熱器110出口側の冷媒圧力を検出する圧力センサ（圧力検出手段）401及び放熱器110出口側の冷媒温度を検出する温度センサ（温度検出手段）402からの検出信号が入力されており、ECU400は、両センサ401、402からの検出信号に基づいて予め設定されたプログラムに従って発電機300の印加電圧

（励磁電流）を制御する。

【0053】ここで、膨張機130及び発電機300の概略構造について述べておく。

【0054】1. 膨張機130

132は膨張機130のハウジングであり、このハウジング132に、シャフト301が回転軸受132aを介して回転可能に支持されている。そして、シャフト131のうち発電機300と反対側の長手方向端部であって、回転中心軸から偏心した位置には、クランク突起部（以下、クランク部と略す。）131aが形成されており、このクランク部131aには、回転軸受131bを介して可動スクロール133が回転可能に組み付けられている。

【0055】なお、可動スクロール133は、略円盤状の端板部133a及び端板部133aからシャフト131と反対側に突出する渦巻き状の突起部（スクロールラップ部）133b等からなるものである。

【0056】134は、可動スクロール133のスクロールラップ部133bと噛み合うように接触する渦巻き状の突起部（スクロールラップ部）134bと、ハウジング132と共に可動スクロール133が可動（旋回）する空間を形成する端板部134b等からなる固定スクロールであり、固定スクロール134及びハウジング132は、ボルト（図示せず。）等の締結手段により固定されている。

【0057】135は可動スクロール133がクランク部131a周りに自転することを防止する自転防止機構であり、本実施形態では、ピン135a及び凹部135bからなるピン式の自転防止機構を採用している。

【0058】136は放熱器110の冷媒出口側に接続される冷媒流入口であり、この冷媒流入口136から流入した高圧の冷媒は、両スクロール133、134によって形成された作動室内に導かれる。このとき、作動室内の冷媒圧力により作動室の体積が拡大するように可動スクロール133が回転（旋回）するため、高圧の冷媒の膨張エネルギーがシャフト131及び可動スクロール133の回転（機械）エネルギーに変換される。なお、作動室は、その体積を拡大させながら渦巻中心側から外方側に移動していくので、渦巻外方側に到達した作動室内の冷媒は、その圧力を低下させた状態で流出口137から蒸発器150に向けて流通する。

【0059】なお、138はハウジング132内の潤滑油及び冷媒が、ハウジング132とシャフト131との隙間から外部に漏れ出すことを防止する樹脂製の軸シールである。

【0060】2. 発電機300

302は発電機300のハウジングであり、このハウジング302内には、回転軸受302aを介してロータシャフト301が回転可能に配設されている。303は、ロータシャフト301と一体的に回転するロータで

あり、このロータ 303 は、強磁性体からなる一対のポールコア（ロータコア）303a、及びポールコア 303a 間に挟まれた状態で保持されたロータコイル 303b 等を有して構成されている。

【0061】そして、ロータ 303（ロータコイル 303b）には、ブラシ 304a 及びスリップリング 304b を介して励磁電流が供給されており、後述するように本実施形態では、励磁電流を制御することにより発電機 300 の発電量を調節して冷凍サイクルの高圧側圧力を制御している。なお、（冷凍）サイクルの高圧側圧力とは、圧縮機 100 吐出側から膨張機 130 等の減圧手段までの冷媒圧力を言うものであり、本実施形態では、放熱器 110 の冷媒出口側での冷媒圧力をサイクルの高圧側圧力としている。

【0062】305 はハウジング 302 に対して固定されたステータであり、このステータ 305 は、強磁性体製のステータコア 305a、及びこのステータコア 305a に巻かれたステータコイル 305b 等からなるものである。そして、ロータ 303 が励磁された状態で回転することにより、ステータ 305（ステータコイル 305b）に誘起された誘導起電力が発電された電力として出力される。

【0063】因みに、図 8 に本実施形態に係る励磁電流（発電機 300）の制御回路 310 を示す。この制御回路 310 は、ECU 400 からの励磁電流制御信号を受けて励磁電流制御信号を増幅してロータコイル 303b に励磁電流を印加する。

【0064】次に、本実施形態の作動及び特徴を述べる。

【0065】図 9 は ECU 400 の制御フローを示すフローチャートであり、冷凍サイクルの起動スイッチ（図示せず。）が投入（ON）されると、放熱器 110 出口側の冷媒温度（温度センサ 402 の検出温度）が読み込まれ（S100）、この検出温度に基づいて目標とする放熱器 110 出口側の冷媒圧力（以下、目標冷媒圧力）を算出する（S110）。

【0066】なお、目標冷媒圧力は、図 10 の太い曲線（最適制御線 η_{\max} ）に示される冷媒圧力と冷媒温度との関係により決定されるもので、最適制御線 η_{\max} は、例えば特願平 9-028084 号に記載のごとく、放熱器 110 出口側の冷媒温度と成績係数が最大となる放熱器 110 出口側の冷媒圧力との関係を示すものである。

【0067】次に、放熱器 110 出口側の冷媒圧力（圧力センサ 401 の検出圧力）を読み込み（S120）、放熱器 110 出口の冷媒圧力が目標圧力と一致するように励磁電流を制御する（S130～S160）。

【0068】具体的には、放熱器 110 出口の冷媒圧力が目標圧力より小さいときには、励磁電流を増加させて（S140）、ロータ 303 に誘起される磁力を増大させることにより、ステータコイル 305b に発生する起

電力（＝発電量）を増大させる。これにより、発電機 300（ロータ 303）を回転駆動するに必要な駆動力（トルク）、すなわち膨張機 130 を駆動するに必要な駆動力（トルク）が増大するので、圧縮機 100 から見た負荷が大きくなり、サイクルの高圧側圧力（放熱器 110 出口側の冷媒圧力）が上昇するとともに、膨張機 130 内を流通する冷媒流量が低下する。

【0069】一方、放熱器 110 出口の冷媒圧力が目標圧力より大きいときには、励磁電流を減少させて（S150）、ロータ 303 に誘起される磁力を減少させることにより、ステータコイル 305b に発生する起電力（＝発電量）を減少させる。これにより、発電機 300（ロータ 303）を回転駆動するに必要な駆動力、すなわち膨張機 130 を駆動するに必要な駆動力が減少するので、圧縮機 100 から見た負荷が小さくなり、サイクルの高圧側圧力が低下するとともに、膨張機 130 内を流通する冷媒流量が増加する。

【0070】なお、放熱器 110 出口の冷媒圧力と目標圧力とが等しい場合には、現状の励磁電流を維持する（S160）。

【0071】以上に述べたように、本実施形態によれば、圧縮機 100 に供給した動力のうち冷媒を減圧する際に発生する膨張エネルギーを回収しながら、冷凍サイクルを運転することができるので、冷凍サイクルにて実質的に消費した動力を削減することが可能となる。

【0072】したがって、実質的な冷凍サイクルの成績係数を向上させることができるので、蒸発器 150 内の温度が上昇したときに冷凍能力が低下することを防止するために圧縮機 100 の仕事量を増大させても、実質的な消費動力が上昇することを防止できる。延いては、蒸発器 150 内の圧力が上昇したときであっても、冷凍能力が大きく低下してしまうことを防止することができる。

【0073】（第 4 実施形態）第 3 実施形態では、膨張機 130 のシャフト 131 と発電機 300 のシャフト 301 とが結合されたのみで、膨張機 130 のハウジング 132 と発電機 300 のハウジング 302 とは別体であったが、本実施形態は、図 11 に示すように、両者 130、300 のハウジング 131、301 を一体化したものである。

【0074】なお、本実施形態では、両者 130、300 のハウジング 131、301 を一体化されているため、発電機 300 の電極端子部 320 にハウジング 301 内外を気密にシール（密閉）するハーメチックシール 321 が採用されている。

【0075】これにより、本実施形態では、シャフト 131 に接触する軸シール 138 を廃止できるので、膨張機 130 から冷媒が外部に漏れ出すことを防止しつつ、軸シール 138 部分での摩擦損失（機械損失）を低減することができる。

【0076】(第5実施形態)本実施形態は、図12に示すように、膨張機130と圧縮機100とを一体化して膨張機130にて回収した機械エネルギー(回転エネルギー)を直接に圧縮機100に供給するとともに、図13に示すように、放熱器110から流出した冷媒を膨張機130を迂回させて蒸発器150に導くバイパス通路(冷媒通路)170に電気式の制御弁(絞り機構)180を設けたものである。なお、膨張機130と圧縮機100とが一体化されたもの(以下、膨張機一体型圧縮機と呼ぶ。)詳細は後述する。因みに、図13では膨張機130と圧縮機100とが別体で示されているが、実際は図12に示すように一体化されている。

【0077】ところで、本実施形態に係る膨張機一体型圧縮機では、後述するように、膨張機130と圧縮機100は同一回転数で回転するので、膨張機130を制御することにより放熱器110出口側の冷媒圧力を制御することができない。

【0078】そこで、本実施形態では、制御弁170の開度(バイパス通路170の通路断面)をECU400にて制御することにより、特願平9-028084号の圧力制御弁と同様に、放熱器110出口側の冷媒圧力と冷媒温度との関係が最適制御線 η_{max} で示す関係となるようにサイクルの高圧側圧力を制御するものである。

【0079】以下、図14を用いて制御弁170の概略作動を述べる。

【0080】冷凍サイクルの起動スイッチが投入(ON)されると、放熱器110出口側の冷媒温度が読み込まれ(S200)、この検出温度に基づいて目標冷媒圧力を算出する(S210)。

【0081】次に、放熱器110出口側の冷媒圧力(圧力センサ401の検出圧力)を読み込み(S220)、放熱器110出口の冷媒圧力が目標圧力と一致するように制御弁170の開度を制御する(S230~S260)。

【0082】つまり、放熱器110出口の冷媒圧力が目標圧力より小さいときには、制御弁170の開度を減少させて(S240)、サイクルの高圧側圧力(放熱器110出口側の冷媒圧力)を上昇させ、一方、放熱器110出口の冷媒圧力が目標圧力より大きいときには、制御弁170の開度を増大させて(S250)、サイクルの高圧側圧力を低下させる。なお、放熱器110出口の冷媒圧力と目標圧力とが等しい場合には、現状の開度を維持する(S260)。

【0083】次に、本実施形態に係る膨張機一体型圧縮機について図12を用いて述べる本実施形態に係る膨張機一体型圧縮機は、スクロール型の圧縮機100、圧縮機100を駆動する電動モータMo及び膨張機130が一体化されたもので、圧縮機100のシャフト、電動モータMoのシャフト及び膨張機130のシャフト131が1本のシャフト101にて構成されている。

【0084】したがって、膨張機130は圧縮機100(電動モータMo)と機械的に連結されているので、膨張機130の回転速度は圧縮機100と同一回転速度となり、膨張機130のみを単独で制御することができない。一方、圧縮機100には、電動モータMoにて発生した回転エネルギーと膨張機130にて回収された機械エネルギー(回転エネルギー)とが供給される。

【0085】なお、圧縮機100は、可動スクロール101及び固定スクロール102等からなる周知のスクロール型圧縮機であり、103は吐出冷媒が両スクロール101、102により構成された作動室内に逆流することを防止する吐出弁であり、104はアキュムレータ160側に接続される吸入口であり、105は放熱器110側に接続される吐出口であり、106はシャフト101の回転中心に対して偏芯した位置に形成されて可動スクロール101を回転させるクランク部である。

【0086】また、膨張機130は第3実施形態と同様なスクロール型のものであり、電動モータMoは回転するロータMo1及びハウジングに対して固定されたステータMo2等からなる周知のDCブラシレスモータである。

【0087】(第6実施形態)本実施形態は第5実施形態の変形例であり、第5実施形態では、放熱器110から蒸発器150に冷媒を導く冷媒通路のうち、膨張機130を迂回するバイパス通路170に制御弁180を設けたが、本実施形態は、図15に示すように、バイパス通路170を廃止するとともに、放熱器110から蒸発器150に冷媒を導く冷媒通路のうち膨張機130より冷媒流れ上流側の冷媒通路171に制御弁180を設けたものである。

【0088】なお、図では膨張機130と圧縮機100とが別体で示されているが、第5実施形態と同様に、両者100、130は一体化されている。また、制御弁180の制御は第5実施形態と同じである。

【0089】(第7実施形態)本実施形態は第5実施形態の変形例であり、第5実施形態では、放熱器110から蒸発器150に冷媒を導く冷媒通路のうち、膨張機130を迂回するバイパス通路170に制御弁180を設けたが、本実施形態は、図16に示すように、バイパス通路170を廃止するとともに、放熱器110から蒸発器150に冷媒を導く冷媒通路のうち膨張機130より冷媒流れ下流側の冷媒通路171に制御弁180を設けたものである。

【0090】なお、図では膨張機130と圧縮機100とが別体で示されているが、第5実施形態と同様に、両者100、130は一体化されている。また、制御弁180の制御は第5実施形態と同じである。

【0091】(第8実施形態)第5~7実施形態では、膨張機130と圧縮機100とを一体化するとともに、制御弁180にてサイクルの高圧側圧力(放熱器110

出口側の冷媒圧力)を制御したが、本実施形態は、図17に示すように、膨張機130と圧縮機100と一体化した状態で制御弁180を用いることなくサイクルの高圧側圧力(放熱器110出口側の冷媒圧力)を制御することができるように構成したものである。

【0092】図18は、本実施形態に係る膨張機一体型圧縮機の断面図であり、第5〜7実施形態に係る膨張機一体型圧縮機では(図12参照)、1本のシャフト101に膨張機130(クランク部131a)、電動モータM0(ロータM01)及び圧縮機100(クランク部106)が直結されていたのに対して、本実施形態に係る膨張機一体型圧縮機は、電動モータM0(ロータM01)及び圧縮機100(クランク部106)をシャフト101に直結し、電磁力により駆動力を伝達する電磁継ぎ手機構500を介して膨張機130にて回収した機械エネルギー(駆動力)をシャフト101に伝達するようにしたものである。

【0093】なお、電磁継ぎ手機構500は、シャフト101と一体的に回転する強磁性体からなる一対のボールコア501及びボールコア501に挟まれるように保持されたロータコイル502等からなるロータ503、並びに膨張機130のシャフト131と一体的に回転するとともに、内周面がロータ503と所定の隙間を介して対向する略円筒状のドラム504等からなる渦電流を利用した周知のものである。

【0094】因みに、ロータ503にはシャフト101に設けられたスリップリング505及びブラシ506を介して電力が供給されており、電極端子部507はハウジング132内外を気密にシール(密閉)するハーメチックシール508が採用されている。

【0095】次に、本実施形態の作動を述べる。

【0096】本実施形態は、第3実施形態のように膨張機130を駆動するに必要な駆動力(トルク)を制御することにより、サイクルの高圧側圧力(放熱器110出口側の冷媒圧力)を制御するものである。

【0097】具体的には、放熱器110出口の冷媒圧力が目標圧力より小さいときには、電磁継ぎ手機構500(ロータ503)の通電電流を増加させて、電磁継ぎ手機構500の伝達可能トルクを増大させる。これにより、電動モータM0及び圧縮機100、つまりシャフト101に伝達する駆動力(トルク)が増大して膨張機130を駆動するに必要な駆動力が増大するので、サイクルの高圧側圧力(放熱器110出口側の冷媒圧力)が上昇するとともに、膨張機130内を流通する冷媒流量が低下する。

【0098】一方、放熱器110出口の冷媒圧力が目標圧力より大きいときには、電磁継ぎ手機構500(ロータ503)の通電電流を減少させて伝達可能トルクを減少させる。これにより、シャフト101に伝達する駆動力(トルク)が減少して膨張機130を駆動するに必要

な駆動力が減少するので、サイクルの高圧側圧力が低下するとともに、膨張機130内を流通する冷媒流量が増加する。

【0099】なお、放熱器110出口の冷媒圧力と目標圧力とが等しい場合には、現状の通電電流を維持する。

【0100】(第9実施形態)第8実施形態では、電磁継ぎ手機構500を介して膨張機130にて回収した機械エネルギーをシャフト101に伝達したが、本実施形態は、図19に示すように、ベルト式無段変速機構(以下、CVTと呼ぶ。)600を介して膨張機130にて回収した機械エネルギーをシャフト101に伝達するように構成したものである。

【0101】CVTは、周知のごとく、円錐状の円盤を2個の組み合わせでVベルト等の伝達ベルトが掛けられるプーリを構成するとともに、2個の円盤のうち少なくとも一方側を他方側に対して可動させることによりプーリの溝幅を変化させて変速するのである。

【0102】そこで、本実施形態に係るCVT600のうち入力側のプーリ601では、図20に示すように、膨張機131のシャフト131と一体的に回転する円錐状の円盤602、603のうち、可動スクロール133a側の円盤602をシャフト131に対してその軸方向に移動可能とするとともに、円盤602の可動スクロール133a側に形成された円筒状のピストン部602aと略コップ状のシリンダ604とにより圧力室605を形成し、制御弁606により圧縮機100の吐出圧を調整して圧力室605に供給することによりプーリの溝幅を制御している。

【0103】一方、出力側のプーリ607は、シャフト101に固定されてシャフト101と一体的に回転する円錐状の円盤608と、シャフト101の軸方向に移動可能であってシャフト101と一体的に回転する円錐状の円盤609と、円盤609を円盤608に向けて押し付ける(溝幅が小さくなる向きに)弾性力を円盤609に作用させるコイルバネ(弾性手段)610とから構成されている。なお、611は両プーリ601、607に掛けられるVベルトである。

【0104】次に、本実施形態の作動を述べる。

【0105】本実施形態は、第8実施形態のように膨張機130を駆動するに必要な駆動力(トルク)を制御することにより、サイクルの高圧側圧力(放熱器110出口側の冷媒圧力)を制御するものである。

【0106】具体的には、放熱器110出口の冷媒圧力が目標圧力より小さいときには、制御弁606を調節して圧力室605内の圧力を圧力室605外より上昇させる。これにより、プーリ601の円盤603が円盤602側に移動して溝幅が小さくなるため、Vベルト607が巻き付けられる有効プーリ半径が大きくなり、変速比(出力側プーリ回転数/入力側プーリ回転数)が大きくなる。

【0107】したがって、膨張機130を駆動するに必要な駆動力が増大するので、サイクルの高圧側圧力（放熱器110出口側の冷媒圧力）が上昇するとともに、膨張機130内を流通する冷媒流量が低下する。

【0108】一方、放熱器110出口の冷媒圧力が目標圧力より大きいときには、制御弁606を調節して圧力室605内の圧力を圧力室605外より低下させる。これにより、プーリ601の円盤603が円盤602側に移動して溝幅が大きくなるため、Vベルト607が巻き付けられる有効プーリ半径が小さくなり、変速比が小さくなる。したがって、膨張機130を駆動するに必要な駆動力が低下するので、サイクルの高圧側圧力（放熱器110出口側の冷媒圧力）が低下するとともに、膨張機130内を流通する冷媒流量が上昇する。

【0109】なお、出力側プーリ607の溝幅は、入力側プーリ601の溝幅によって決まる有効プーリ半径、Vベルト611の張力及びコイルバネ610の押し付け力（弾性力）の釣り合い関係から自ずと決定される。

【0110】（第10実施形態）第9実施形態では、膨張機130から圧縮機100に至る駆動力の伝達経路にCVT600を設け、その変速比を制御することにより圧縮機100を駆動するための駆動力、すなわち膨張機130を駆動するに必要な駆動力を制御したが、本実施形態は、冷媒吸入量を変化させることができる可変容量型の膨張機130を採用したものである。

【0111】因みに、本実施形態に係る可変容量型の膨張機130は、図21に示すように、円筒状のハウジング130a、ハウジング130a内を偏芯しながら回転するローリングピストン130b、ローリングピストン130bとハウジング130aから構成される作動室130cを吸入側と吐出側とに仕切るベーン130d、ベーン130dをローリングピストン130bに押し付けるバネ（弾性手段）130e、吸入ポート130fを開閉するバルブ130g、及び吐出ポート130h等からなるものである。

【0112】そして、放熱器110出口の冷媒圧力が目標圧力より小さいときには、吸入ポート130f（バルブ130g）の閉じるタイミングをそれ以前より早くする。これにより、膨張機130内を流通する冷媒流量が低下するので、放熱器110出口の冷媒圧力が上昇する。

【0113】一方、放熱器110出口の冷媒圧力が目標圧力より大きいときには、吸入ポート130f（バルブ130g）の閉じるタイミングをそれ以前より遅くする。これにより、膨張機130内を流通する冷媒流量が増加するので、放熱器110出口の冷媒圧力が低下する。

【0114】（その他の実施形態）上述の実施形態では、二酸化炭素を冷媒とする冷凍サイクルに本発明を適用したが、本発明は、図4に示すように、フロン（HF

C134a）を冷媒とする冷凍サイクルにも適用することができる。

【0115】また、第1実施形態では、2つの圧縮機100、140を用いたが、主流冷媒と副流冷媒とが合流した後、1つに圧縮機にてその合流した冷媒を圧縮するように構成してもよい。

【0116】また、第2実施形態では、スクロール型のエネルギー変換器220及び圧縮機構230を用いたが、本発明はこれに限定されるものではなく、ピストン型のエネルギー変換器及び圧縮機構等その他のエネルギー変換器及び圧縮機構であつてもよい。

【0117】また、第2実施形態では、膨張エネルギー（熱エネルギー）を直接に機械エネルギーに変換したが、膨張エネルギーを電気エネルギーに変換した後、その電気エネルギーを機械エネルギーに変換して第2圧縮機140を稼働させてもよい。

【0118】また、上記場合において、膨張エネルギーを電気エネルギーに変換する発電機の磁界を制御することにより、膨張機130の減圧度を制御して放熱器110内の圧力を制御してもよい。

【0119】また、固定絞り122に代えて冷凍サイクルの運転状況（熱負荷や循環冷媒流量等）に応じて絞り開度を可変制御することができる可変絞りとしてもよい。なお、この場合、熱負荷又は循環冷媒流量が増大したときには、絞り開度を開くように可変制御することが望ましい。

【0120】また、第3～10実施形態では、サイクル高圧側の冷媒温度を直接検出していたが、外気温度や冷媒配管の温度等のサイクル高圧側の冷媒温度と相関関係がある物理量であれば、直接、サイクル高圧側の冷媒温度を検出しなくてもよい。

【0121】また、第5～10実施形態では、圧縮機100の吐出容量が固定されたものであったが、吐出容量を変化させることができる可変容量型の圧縮機を採用し、圧縮機の吐出容量を変化させることにより、膨張機130を駆動するに必要な駆動力（トルク）を制御して、サイクルの高圧側圧力（放熱器110出口側の冷媒圧力）を制御でもよい。

【0122】また、第9実施形態では、変速機構としてCVTを採用したが、本実施形態はこれに限定されるものではなく、ベルトを用いないトロイダル方式の変速機構等でもよい。

【0123】また、図22に示すように、複数の圧縮機100のうち少なくとも1台の圧縮機を膨張機130にて回収したエネルギーで駆動するようにしてもよい。なお、(a)、(b)は複数台の圧縮機100を冷媒流れに直列に配設した例であり、(c)は複数台の圧縮機100を冷媒流れに並列に配設した例である。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施形態に係る冷凍サイクルの模

式図である。

【図2】二酸化炭素のモリエル線図である。

【図3】本発明の第2実施形態に係るエネルギー回収器の模式図である。

【図4】フロン系のモリエル線図である。

【図5】モリエル線図の概念図である。

【図6】本発明の第3実施形態に係る冷凍サイクルの模式図である。

【図7】本発明の第3実施形態に係る膨張機及び発電機の断面図である。

【図8】本発明の第3実施形態に係る発電機の制御回路図である。

【図9】本発明の第3実施形態に係る冷凍サイクルの制御フローチャートである。

【図10】二酸化炭素のp-h線図である。

【図11】本発明の第4実施形態に係る膨張機及び発電機の断面図である。

【図12】本発明の第5実施形態に係る膨張機一体型圧縮機の断面図である。

【図13】本発明の第5実施形態に係る冷凍サイクルの模式図である。

【図14】本発明の第5実施形態に係る冷凍サイクルの

制御フローチャートである。

【図15】本発明の第6実施形態に係る冷凍サイクルの模式図である。

【図16】本発明の第7実施形態に係る冷凍サイクルの模式図である。

【図17】本発明の第8実施形態に係る冷凍サイクルの模式図である。

【図18】本発明の第8実施形態に係る膨張機一体型圧縮機の断面図である。

10 【図19】本発明の第9実施形態に係る膨張機一体型圧縮機の断面図である。

【図20】本発明の第9実施形態に係る膨張機一体型圧縮機のCVTの拡大図である。

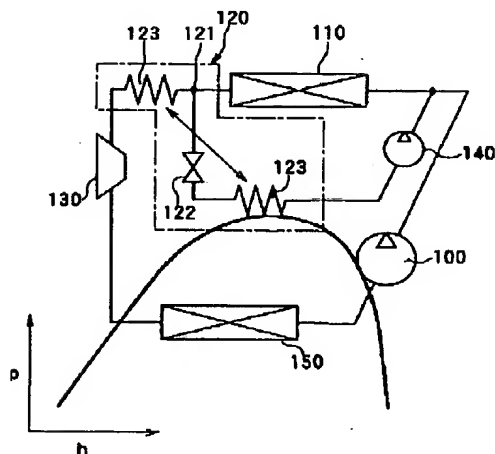
【図21】本発明の第10実施形態に係る膨張機の断面図である。

【図22】本発明の変形例に係る冷凍サイクルの模式図である。

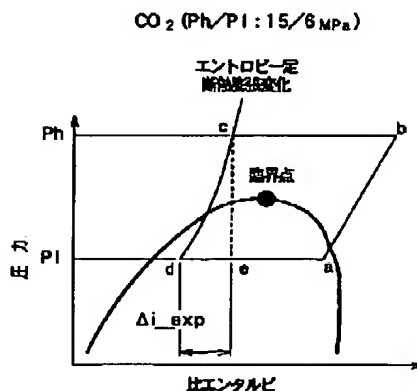
【符号の説明】

100…第1圧縮機、110…放熱器、120…内部熱交換装置、130…膨張機、140…第2圧縮機、150…蒸発器。

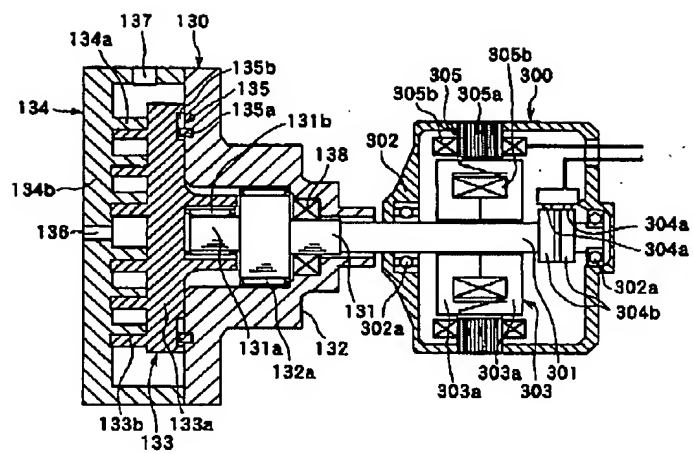
【図1】



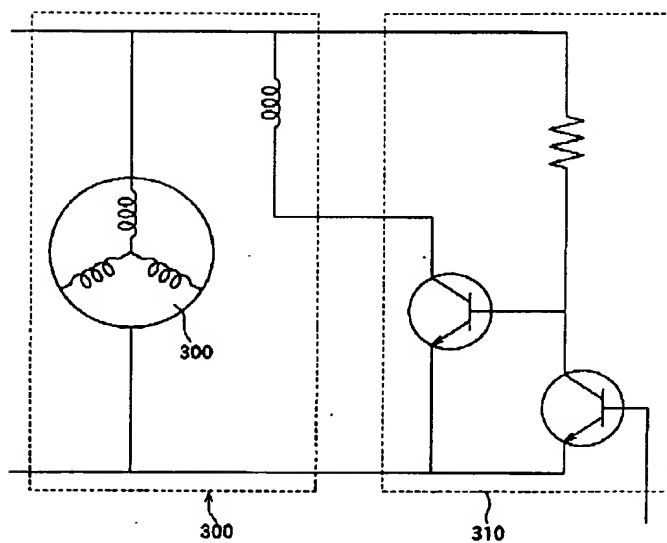
【図2】



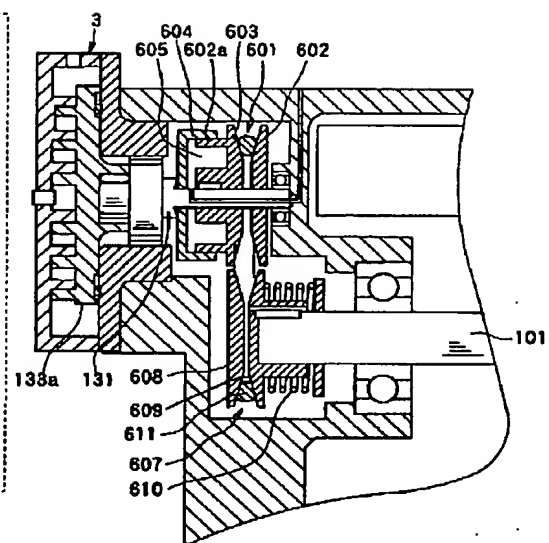
【図7】



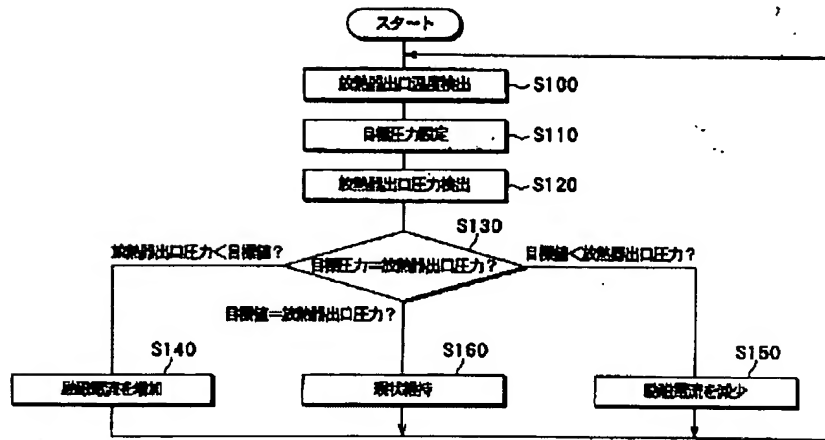
【図8】



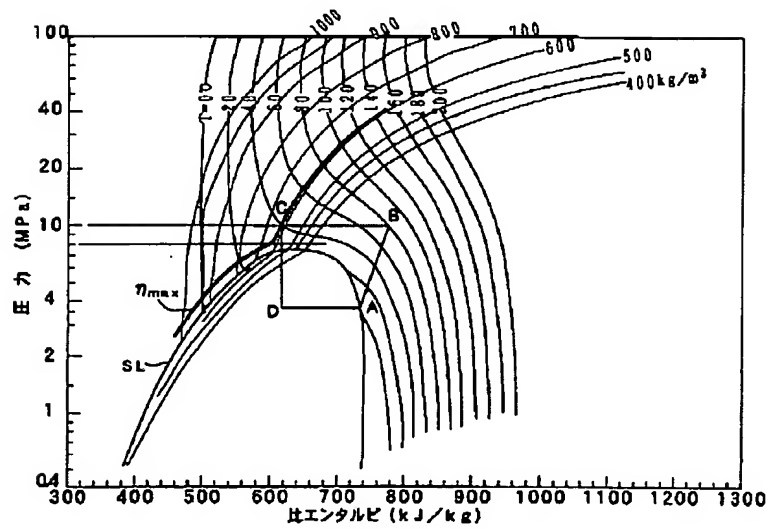
【図20】



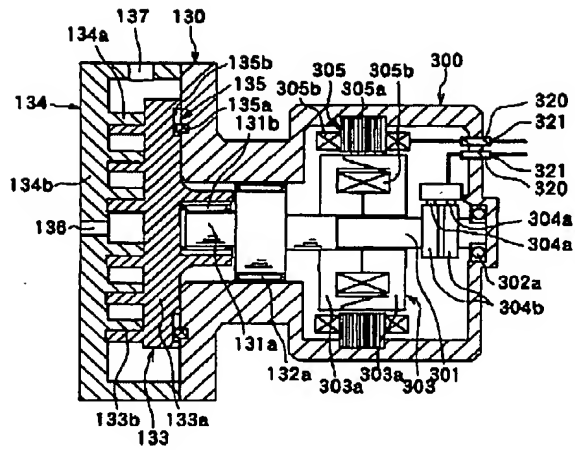
【図9】



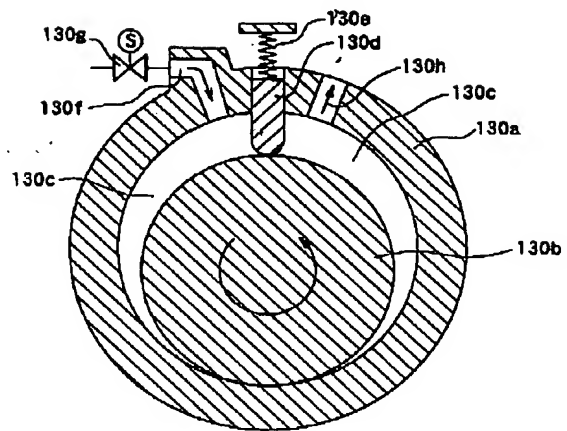
【図10】



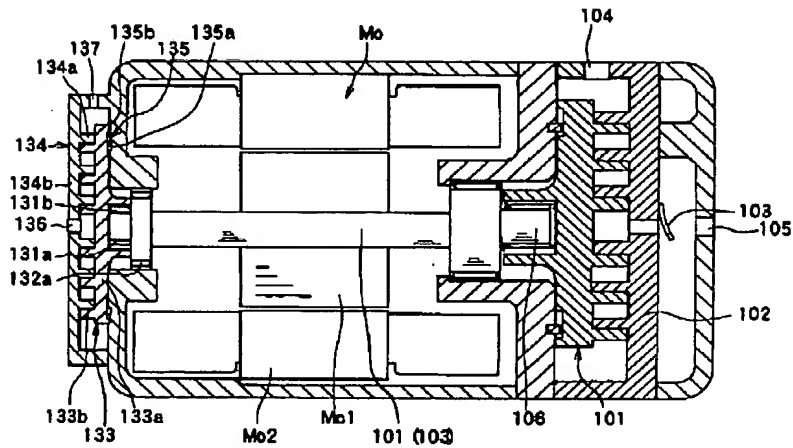
【図11】



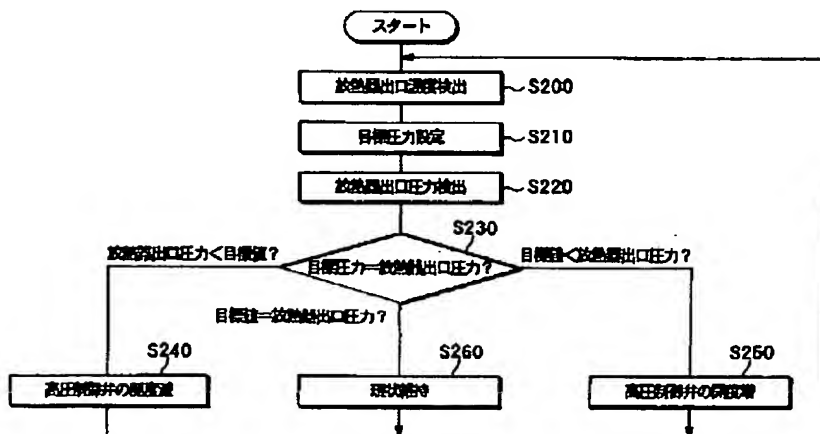
【図21】



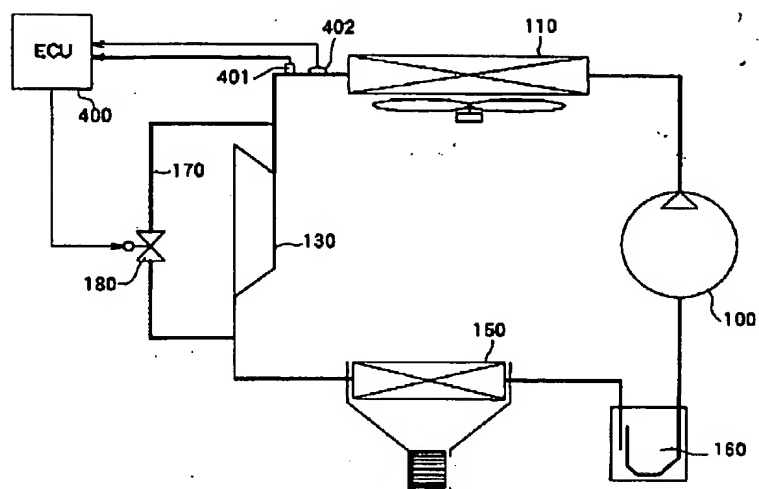
【図12】



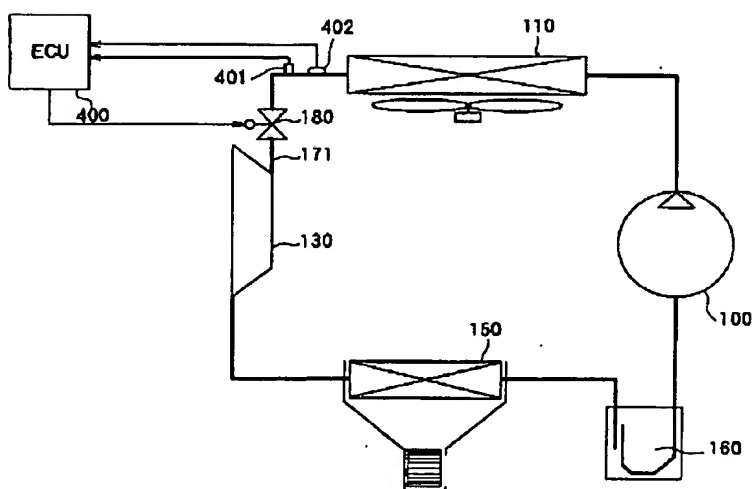
【図14】



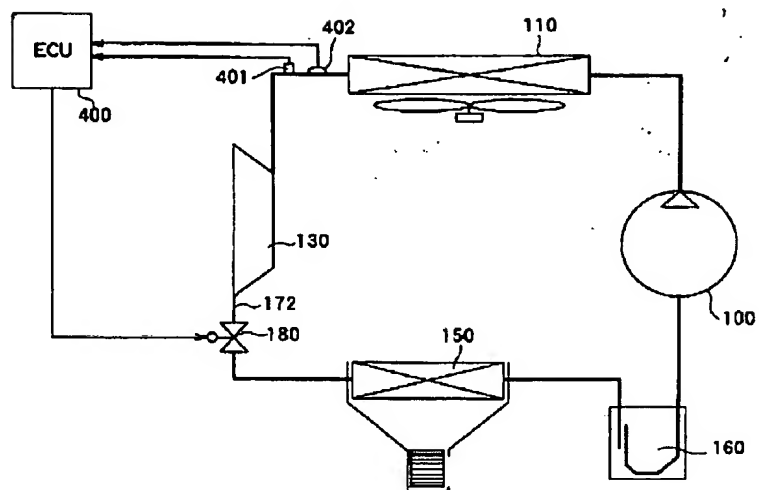
【図13】



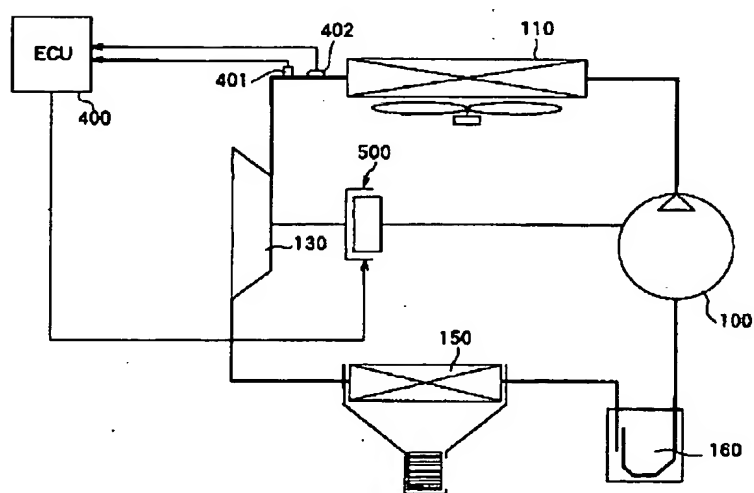
【図15】



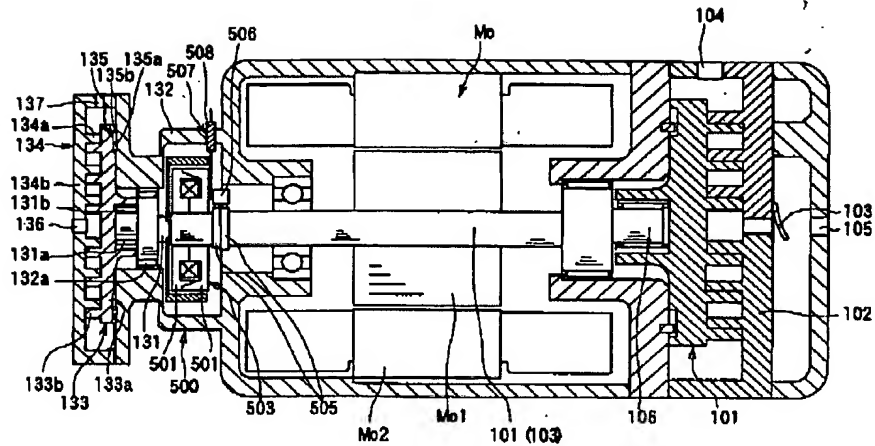
【図16】



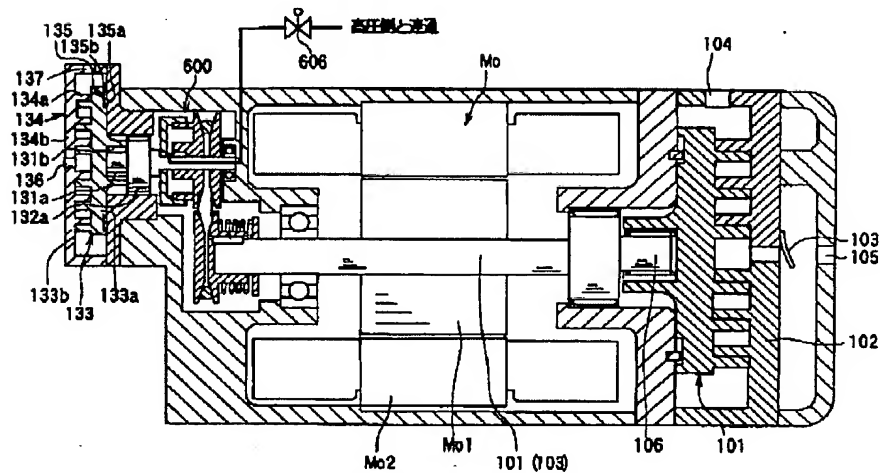
【図17】



【図18】



【図19】



フロントページの続き

(72)発明者 黒田 泰幸
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
社デンソー内
(72)発明者 西田 伸
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
社デンソー内
(72)発明者 山口 泰弘
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
社デンソー内

(72)発明者 尾崎 幸克
愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会
社日本自動車部品総合研究所内
(72)発明者 堀田 忠資
愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会
社日本自動車部品総合研究所内
(72)発明者 鬼丸 貞久
愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会
社日本自動車部品総合研究所内
(72)発明者 稲垣 光夫
愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会
社日本自動車部品総合研究所内